

EUROPEAN PATENT OFFICE

Patent Abstracts of Japan

PUBLICATION NUMBER : 08338205
PUBLICATION DATE : 24-12-96

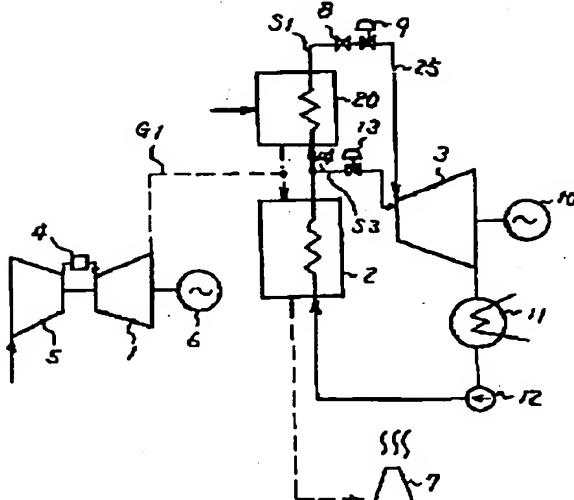
APPLICATION DATE : 12-06-95
APPLICATION NUMBER : 07144330

APPLICANT : TOSHIBA CORP;

INVENTOR : OKITA NOBUO;

INT.CL. : F01K 23/10 F22B 1/18

TITLE : COMBINED CYCLE, ELECTRIC POWER PLANT



ABSTRACT : PURPOSE: To heighten the steam temperature of a steam turbine, practicing economy, by recovering a part of or the entire of exhaust heat from a gas turbine to generate cooling steam and introducing the cooling steam into a steam turbine.

CONSTITUTION: A boiler 20 is prepared, which elevates through additional combustion the temperature of a part of steam generated in an exhaust heat recovery boiler 2. In addition, a pipe 14 is prepared, which introduces a part of steam generated in the exhaust heat recovery boiler 2 into a cooling part of a steam turbine 3, while a regulating valve 13 for regulating the quantity of the cooling steam is interposed in a path of the pipe 14.

COPYRIGHT: (C)1996,JPO

(19) 日本国特許庁 (JP)

(12) 公開特許公報(A)

(11)特許出願公開番号

特開平8-338205

(43) 公開日 平成8年(1996)12月24日

(51) Int.Cl.⁶ 識別記号 序内整理番号 F I 技術表示箇所
 F 0 1 K 23/10 F 0 1 K 23/10 X
 F 2 2 B 1/18 7526-3L F 2 2 B 1/18 D

審査請求 未請求 請求項の数 5 OL (全 7 頁)

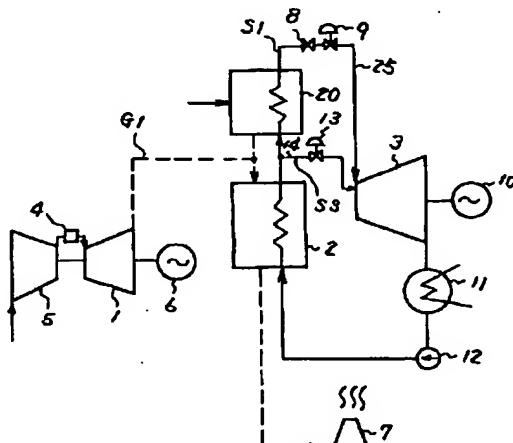
(21)出願番号	特願平7-144330	(71)出願人	000003078 株式会社東芝 神奈川県川崎市幸区堀川町72番地
(22)出願日	平成7年(1995)6月12日	(72)発明者	沖田 信雄 東京都港区芝浦一丁目1番1号 株式会社 東芝本社事務所内
		(74)代理人	弁理士 則近 憲佑

(54) 【発明の名称】 コンバインドサイクル発電プラント

(57) [要約]

【目的】 ガスタービン排熱の一部または全部を熱回収して冷却蒸気を発生させ、蒸気タービンへ導入することにより、経済性を保って蒸気タービンの蒸気温度を高温化させること。

【構成】 排熱回収ボイラ2の発生蒸気の一部を燃料を用いて助燃して高温化するボイラ20を設ける。また、排熱回収ボイラ2の発生蒸気の一部を蒸気タービン3の冷却部へ導入する配管14を設け、この配管14の経路に冷却蒸気量を調整する調整弁13を介装する。



1

【特許請求の範囲】

【請求項1】 ガスタービンと蒸気タービンとを組み合わせ、該ガスタービンの排ガスの保有する熱の一部または全部を排熱回収ボイラで蒸気タービンサイクルに熱回収するコンバインドサイクル発電プラントにおいて、前記蒸気タービンへの主蒸気経路に該排熱回収ボイラから独立させて主蒸気をさらに高温化させるボイラを設けると共に、前記排熱回収ボイラで発生した蒸気の一部を冷却蒸気として前記蒸気タービンの動翼植込部に供給する冷却蒸気供給装置を設けたことを特徴とするコンバインドサイクル発電プラント。

【請求項2】 ガスタービンと蒸気タービンとを組み合わせ、該ガスタービンの排ガスの保有する熱の一部または全部を第1の排熱回収ボイラで蒸気タービンサイクルに熱回収するコンバインドサイクル発電プラントにおいて、前記蒸気タービンへの主蒸気経路に該第1の排熱回収ボイラから独立させて主蒸気をさらに高温化させる第2の排熱回収ボイラを設けると共に、前記第1の排熱回収ボイラで発生した蒸気の一部を冷却蒸気として前記蒸気タービンの動翼植込部に供給する冷却蒸気供給装置を設けたことを特徴とするコンバインドサイクル発電プラント。

【請求項3】 ガスタービンと蒸気タービンとを組み合わせ、該ガスタービンの排ガスの保有する熱の一部または全部を排氣再燃ボイラで蒸気タービンサイクルに熱回収するコンバインドサイクル発電プラントにおいて、前記ガスタービンの排ガス経路に高温蒸気を発生させる蒸気発生器を設けると共に、この蒸気発生器の発生蒸気を冷却蒸気として前記蒸気タービンの動翼植込部に供給する冷却蒸気供給装置を設けたことを特徴とするコンバインドサイクル発電プラント。

【請求項4】 ガスタービンと蒸気タービンとを組み合わせ、該ガスタービンの排ガスの保有する熱の一部または全部を排熱再燃ボイラで蒸気タービンサイクルに熱回収するコンバインドサイクル発電プラントにおいて、前記排熱回収ボイラと並列に主蒸気を高温化させるボイラを設けると共に、前記排熱回収ボイラで発生した蒸気の一部を冷却蒸気として前記蒸気タービンの動翼植込部に供給する冷却蒸気供給装置を設けたことを特徴とするコンバインドサイクル発電プラント。

【請求項5】 前記冷却蒸気供給装置が該動翼植込部への冷却蒸気量を調節する調整弁を備えることを特徴とする請求項1ないし4記載のコンバインドサイクル発電プラント。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【産業上の利用分野】 本発明はガスタービンと蒸気タービンを組み合わせて構成されるコンバインドサイクル発電プラントに関する。

【0002】

2

【從来の技術】 ガスタービンと蒸気タービンを組み合わせ、ガスタービン排ガス中の排熱を蒸気タービンサイクルで熱回収して、発電に利用することによりプラント効率の大幅な向上を図るいわゆる排熱回収式コンバインドサイクルは一般に知られている。

【0003】 また、近年では、既設の汽力発電プラントにガスタービンプラントを追設し、コンバインドサイクルを構成する、いわゆるリパワリングシステムも実用化されており、以下の特長を有している。

【0004】 第1に、既設の汽力発電プラントをコンバインド化することにより発電効率を向上させることができる。第2に、ガスタービンを追設するため、発電所全体としての発生電力量を増加させることができる。第3に、既設汽力発電プラントの改造部分を少なくできるため、比較的短期間でリパワリングを行なうことができる。

【0005】 ところで、近年の大幅な電力需要の伸び、それに伴なう各電力会社の電力予備率の低下、これに対処するために新たな発電所を早急に建設することの困難さ等の問題があり、リパワリングシステムは、現状におけるこれらの問題に対処できる有効な手段の一つであると考えられる。

【0006】 図6はコンバインドサイクルの基本的な構成図で排熱回収式と呼ばれるものである。ガスタービン1の排ガスを熱回収して蒸気を発生させる排熱回収ボイラ2および発生した蒸気を導入する蒸気タービン3の他、ガスタービン1の燃料を燃焼させる燃焼器4、燃焼器4へ空気を送風するコンプレッサ5、ガスタービン1に直結した発電機6、排ガスを大気へ放出するスタック7、発生した蒸気量を制御する止め弁8および調節弁9、蒸気タービン3に直結した発電機10、蒸気タービン3で仕事を終えた蒸気を復水に戻す復水器11、復水を高圧水として送水する給水ポンプ12等で構成される。なお、このプラントにおけるガスタービン1の排ガス温度G₁は約600°Cである。

【0007】 これに対し、リパワリングシステムは既設の汽力発電プラントを利用するため、構成が異なる。各種のリパワリングシステムを図7(a) (b) および図8(a) (b) に示す。

【0008】 図7(a)は汽力発電プラントにガスタービンプラントを追設し、排氣再燃型コンバインドサイクルを構成した従来のリパワリングシステムの構成図である。このリパワリングシステムはボイラ20、高圧タービン3a、再燃器21、中圧タービン3b、低圧タービン3c、発電機10、復水器11、復水ポンプ12a、低圧給水加熱器22a、22b、22c、脱気器23、給水ポンプ12b、高圧給水加熱器24a、24b、24cを主構成機器とする従来の汽力発電プラントに、空気圧縮機5、燃焼器4、ガスタービン1、ガスタービン発電機6、ガスタンバー等で構成されるガスタービンプラントを追設して構成された

ものである。

【0009】なお、符号25は主蒸気管、26は高温再熱管、27はクロスオーバ管、28は復水管である。また、このリパワリングシステムはガスタービン1の排気をボイラ20の燃焼用空気として利用するため、空気予熱器は不要となる。さらに、ボイラ20の高温の排ガスを有効利用するため、また高温の排ガスをそのまま煙突から放出することができないため、排ガスの温度を下げる目的で、高圧ガスクーラ31および低圧ガスクーラ30が追設されている。

【0010】この高圧ガスクーラ31は給水管29から分岐した水とボイラ20の排ガスとの熱交換を行なって給水を加熱し、昇温した給水を再び蒸気タービンサイクル系に戻している。また、低圧ガスクーラ30は復水管28から分岐した水とボイラ20の排ガスとの熱交換を行なって復水を加熱し、昇温した復水を再び蒸気タービンサイクル系に戻している。

【0011】図7(b)はパラレルブロック型コンバインドサイクルを構成した従来のリパワリングシステムの構成図である。このリパワリングシステムは排気再燃型コンバインドサイクルと異なり、ガスタービン1の排気はボイラ20の燃焼用空気として利用せずに排熱回収ボイラ2で熱回収され、蒸気発生として利用される。

【0012】なお、排熱回収ボイラ2への給水は、給水管29から分岐して供給され、発生した蒸気は主蒸気管25または高温再熱管26へ戻される。このサイクルの特徴は、蒸気タービンとガスタービンの組合せ出力比率の幅が広いこと、さらに強制通風機33が常時運転されているため、蒸気タービン単独運転が容易に行なえることである。なお、符号32は空気予熱器を示している。

【0013】図8(a)は排熱回収コンバインドサイクルを構成したリパワリングシステムの構成図である。このリパワリングシステムは、ボイラおよび給水加熱器を撤去し、かわりに排熱回収ボイラ2を設置したもので、コンバインドサイクルの基本的な構成に近い。なお、脱気器23は給水を脱気するために残される。

【0014】このサイクルの特徴は改造範囲が比較的大きいが、リパワリング後の性能は最も向上することにある。また燃料はガスタービンで決まる。図8(b)は給水加熱型コンバインドサイクルを構成したリパワリングシステムの構成図である。

【0015】ガスタービン1の排ガスは高圧ガスクーラ31および低圧ガスクーラ30で直接熱回収される。このサイクルの特徴は改造範囲が最も小さいが、リパワリング後の性能向上も最も小さいため、海外でも実用例は少ない。以上の各種リパワリングの選択は、ガスタービンと蒸気タービンの出力比率、設置スペース、改造期間、燃料の種類等により決定される。

【0016】

【発明が解決しようとする課題】従来のコンバインドサ

イクルにおいては、次のような問題がある。第1に、排熱回収式コンバインドサイクルにおける蒸気タービンは、主蒸気の温度条件がせいぜい 540°C 程度であり、高温化を図ることへの関心は少ない。その背景として従来のガスタービンの排気温度は 600°C 以下であり、その排ガスを使って発生できる蒸気の温度はそれより低くなり、排熱回収ボイラの経済性からあまり高温にすると極端に伝熱面積が増加し、性能向上による利得を設備費の増加が上回ること、さらに高温の蒸気を蒸気タービンに導入すると、タービンの構成材料の強度が低下し、特に回転部は遠心力に耐えられなくなること等が最大の理由と考えられている。

【0017】タービンの構成材料をグレードアップすると、設備費が大きく増加し、経済性が大きく損われてしまう。第2に、リパワリングシステムの場合は、既設の蒸気タービンを流用するケースが多く、従来の蒸気条件は 566°C が最高になる。

【0018】今後は蒸気条件の高温化により 600°C 級又はそれ以上の蒸気温度が出現するが、一般的に高圧タービンの初段翼およびロータは、その冷却蒸気（高圧低温）を得ることができないため、材料の強度から高温化に限度があるか、あるいは、高温化により材料のグレードアップとそれに伴う設備費の増加となり、経済的でない。

【0019】本発明の目的はガスタービン排熱の一部または全部を熱回収して冷却蒸気を発生させ、蒸気タービンへ導入することにより、経済性を保って蒸気タービンの蒸気温度を高温化させるようにしたコンバインドサイクル発電プラントを提供することにある。

【0020】

【課題を解決するための手段】請求項1に係る発明はガスタービンと蒸気タービンとを組み合わせ、ガスタービンの排ガスの保有する熱の一部または全部を排熱回収ボイラで蒸気タービンサイクルに熱回収するコンバインドサイクル発電プラントにおいて、蒸気タービンへの主蒸気経路に排熱回収ボイラから独立させて主蒸気をさらに高温化させるボイラを設けると共に、排熱回収ボイラで発生した蒸気の一部を冷却蒸気として蒸気タービンの動翼植込部に供給する冷却蒸気供給装置を設けたことを特徴とする。

【0021】また、請求項2に係る発明はガスタービンと蒸気タービンとを組み合わせ、ガスタービンの排ガスの保有する熱の一部または全部を第1の排熱回収ボイラで蒸気タービンサイクルに熱回収するコンバインドサイクル発電プラントにおいて、蒸気タービンへの主蒸気経路に第1の排熱回収ボイラから独立させて主蒸気をさらに高温化させる第2の排熱回収ボイラを設けると共に、第1の排熱回収ボイラで発生した蒸気の一部を冷却蒸気として蒸気タービンの動翼植込部に供給する冷却蒸気供給装置を設けたことを特徴とする。

5

【0022】さらに、請求項3に係る発明はガスタービンと蒸気タービンとを組み合わせ、ガスタービンの排ガスの保有する熱の一部または全部を排気再燃ボイラで蒸気タービンサイクルに熱回収するコンバインドサイクル発電プラントにおいて、ガスタービンの排ガス経路に高温蒸気を発生させる蒸気発生器を設けると共に、この蒸気発生器の発生蒸気を冷却蒸気として蒸気タービンの動翼植込部に供給する冷却蒸気供給装置を設けたことを特徴とする。

【0023】また、請求項4に係る発明はガスタービンと蒸気タービンとを組み合わせ、ガスタービンの排ガスの保有する熱の一部または全部を排熱再燃ボイラで蒸気タービンサイクルに熱回収するコンバインドサイクル発電プラントにおいて、排熱回収ボイラと並列に主蒸気を高温化させるボイラを設けると共に、排熱回収ボイラで発生した蒸気の一部を冷却蒸気として蒸気タービンの動翼植込部に供給する冷却蒸気供給装置を設けたことを特徴とする。さらに、請求項5に係る発明は冷却蒸気供給装置が動翼植込部への冷却蒸気量を調節する調整弁を備えることを特徴とする。

【0024】

【作用】本発明のコンバインドサイクルシステムによると、ガスタービン排熱の一部を利用して蒸気タービン冷却用蒸気を発生させ、蒸気タービンの高温部に導入することにより材料のグレードアップなしに蒸気タービンの蒸気条件を高温化することができ、経済的なプラント効率の向上が可能となる。

【0025】

【実施例】図1は本発明の一実施例の系統構成図である。なお、図中、図6の従来例と同一機器には同一符号を付して、その説明は省略する。

【0026】同図に示すように、本実施例が従来例と相違する点は、排熱回収ボイラ2の発生蒸気を分配し、制御する調整弁13および蒸気タービン3の冷却部へ導入する配管14を設けたことと、排熱回収ボイラ2の発生蒸気の残りをさらに助燃して高温化するためのボイラ20を設けた点である。

【0027】次に、蒸気タービン3の冷却方法の一例を図2を参照して説明する。図2は蒸気タービン3の高温・高圧部（一部）を示す断面図である。ボイラ20からの高温高圧蒸気は止め弁8、調節弁9および主蒸気管25を通り、ノズルボックス40へ導入され、ノズル板40aで減圧されて、高速流となる。この高速流はさらに初段動翼41へ導入されて、ロータ44を回転させるエネルギーとして使われる。その後、蒸気はさらに下流のノズル42と動翼43へ導入される。

【0028】一方、排熱回収ボイラ2から分岐された蒸気は調節弁13で流量調整されて、配管14でタービン3の冷却蒸気導入部45へと導入される。導入された冷却蒸気は回転部と静止部の間を通って、初段動翼41の植込部41

6

aに設けられた冷却孔46へと導びかれる。

【0029】ここで、冷却作用を詳しく説明する。図1のボイラ20からの蒸気S₁を620°C、排熱回収ボイラ2からの冷却蒸気S₂を540°Cとする。

【0030】ノズル板40aを通じて減圧された蒸気S₂は580°C程度となり、従って初段動翼41のメタル温度も定常的には580°C程度となる。冷却蒸気がない場合は、植込部41aおよびロータ44の初段ディスク部は熱伝導により580°Cより若干近い温度となり、遠心力のかかる動翼植込部41aとロータディスク部の接点の強度（許容応力）はこの温度に支配される。

【0031】一方、冷却蒸気を冷却孔46へ導入した場合、540°Cの冷却蒸気S₂により植込部41aは冷却され、接点の温度は570°C以下とすることが可能となる。すなわち、10°C以上の冷却効果が得られる。

【0032】この冷却効果により、例えば12Cr鋼の場合には、材料の許容応力は2割以上向上することになり、もはや、初段動翼41とロータ44の材料のグレードアップは不要となる。

【0033】また、この他、同じ冷却蒸気を主蒸気止弁や加減弁（図示せず）へ導入しても、材料のグレードアップをおさえることが可能である。このように、本実施例においては、排熱回収ボイラ2で発生した蒸気の一部を冷却蒸気としてタービン3の冷却部へ導入して、一方、主蒸気（望ましくは再熱蒸気も含め）もボイラ20で助燃することにより、材料のグレードアップなしに蒸気タービンの蒸気条件を高温化して効率向上を図ることが可能となる。

【0034】なお、本実施例は図2に示すように、冷却孔46の下流に温度検出器47を設けて蒸気温度に従い調整弁13の開度を変化させ、冷却蒸気量を変えることも可能である。

【0035】運転中冷却孔46の出口で検出された温度が蒸気温度信号に変換されて制御装置48に与えられ、そこで設定値と比較されてそのときの偏差により調整弁13の開度を変える制御が行なわれる。これは冷却蒸気量を適正に保つのにより効果的であり、確実に温度が低下することで材料のグレードアップの必要性はなくなる。また、本実施例は冷却孔46に代えて冷却溝で構成してもよい。

【0036】図3は本発明の他の実施例の構成図である。本実施例が図1の実施例と相違する点は、主蒸気（および再熱蒸気）を高温化するためのボイラ20のかわりに、ガスタービン1の途中段落の作動ガスG₂（例えば680°C）を抽出し、ガスダンパ15と抽気ガス配管16を通して第2の排熱回収ボイラ2bで蒸気と熱交換するよう構成した点である。ここで、排熱回収ボイラ2aは第1の排熱回収ボイラと称する。

【0037】これにより、図1の実施例のようにボイラ20を助燃する必要がなく燃料系統（図示せず）を簡素化

することができる。もう一つの効果は、ガスタービン1の途中段落から高温ガスを抽出することにより、ガスタービン排気量が減り、排気ダクトの圧力損失が減ってガスタービン1の効率が若干向上することである。

【0038】なお、冷却方法および冷却による作用効果は図1の実施例と同様である。図4は排気再燃型リパワリングシステムに本発明を適用した実施例の構成図である。

【0039】本実施例においては、高圧ガスクーラ31からの給水の一部を蒸気発生器33へ導き、ガスタービン排ガスと熱交換して冷却用蒸気を発生させ、調節弁13および配管14で蒸気タービン3の冷却部へ導入するよう構成する。

【0040】なお、従来の排気再燃型リパワリングでも、ガスタービン1の排ガスをそのまま直接ボイラ20へ導入すると、風箱が強度上もたないため、風道蒸気器または風道加熱器（図示せず）で熱交換して排ガスの温度を下げているので、その一部を蒸気発生器33におきかえてもよい。

【0041】このように構成することにより、蒸気タービン3の構成材料をグレードアップすることなしにボイラ20の発生蒸気温度を高温化する事が可能になる。図5はパラレルブロック型リパワリングシステムに本発明を適用した実施例の系統構成図である。

【0042】本実施例においては、排熱回収ボイラ2の発生蒸気の一部を分岐させ、調節弁13および配管14で蒸気タービン3の冷却部へ導入するよう構成する。また、残りの発生蒸気はボイラ20の過熱部へ混入させて、さらに高温化する。

【0043】このように構成することにより、蒸気タービン3の材料をグレードアップすることなしにボイラ20の発生蒸気および排熱回収ボイラ2の発生蒸気を高温化することが可能になる。さらに、本実施例では大幅な設

備の追加なしに高温化を達成することができる。

【0044】

【発明の効果】以上説明したように、本発明のコンバインドサイクル発電プラントによると、ガスタービン排熱の一部または全部を熱回収して冷却蒸気を発生、蒸気タービンの冷却部へ導入することにより、蒸気タービンの材料をグレードアップすることなしに蒸気タービンの蒸気温度を高温化して、経済的にプラント効率を向上させることが可能となる。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明によるコンバインドサイクル発電プラントの一実施例を示す構成図。

【図2】蒸気タービンの高圧高温部の冷却方法の一例を示す断面図。

【図3】本発明の他の実施例を示す構成図。

【図4】本発明の他の実施例を示す構成図。

【図5】本発明の他の実施例を示す構成図。

【図6】従来のコンバインドサイクル発電プラントを示す構成図。

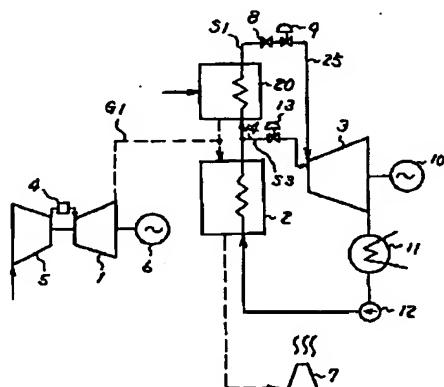
【図7】(a) (b) は従来のリパワリングシステムを示す構成図。

【図8】(a) (b) は従来のリパワリングシステムを示す構成図。

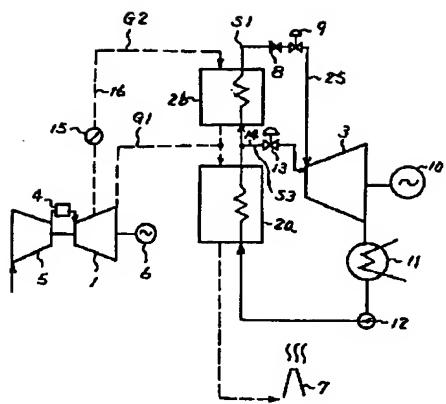
【符号の説明】

1…ガスタービン	2, 2a, 2b…排熱回収ボイラ
3…蒸気タービン	13…調整弁
14…配管	15…ダンパー
16…抽出ガス配管	20…ボイラ
33…蒸気発生器	45…冷却蒸気導入孔
46…冷却孔	47…温度検出器
48…制御装置	

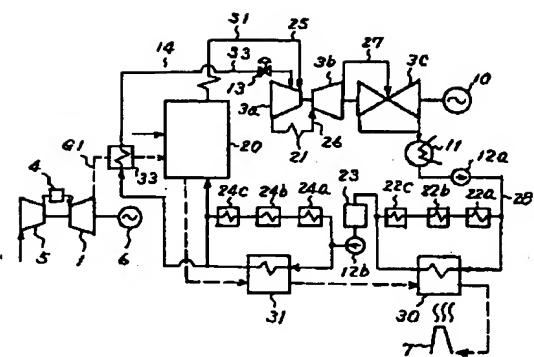
【図1】



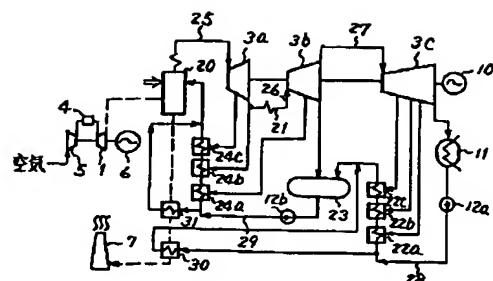
【図3】



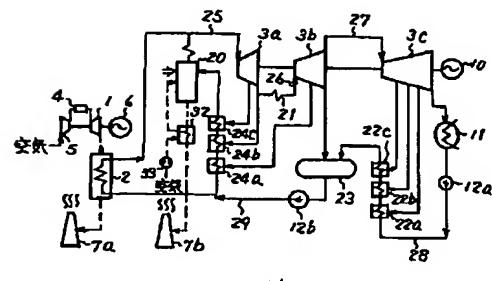
【図4】



【図7】

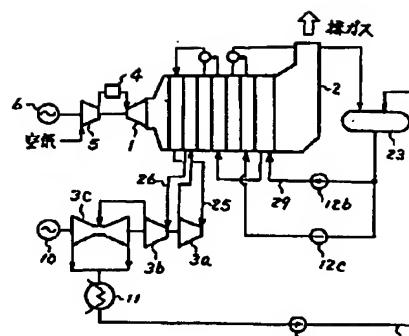


(a)

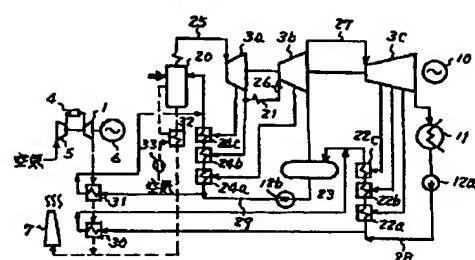


(b)

【図8】



(a)



(b)